

文章编号:1000-8055(2012)05-1146-07

轴连轴承温度场的有限元分析

王燕霜¹, 祝海峰¹, 刘 喆²

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 陕西汽车集团 汉德车桥有限公司, 西安 710201)

摘 要: 根据轴连轴承组件的结构及特点,建立了有限元模型,实现了对轴连轴承温度场的有限元分析.首先采用拟静力学方法分析出轴承工作时钢球的自转速度,然后计算出轴承在不同的内圈转速、轴向载荷和径向载荷下的功率损失,最后使用 ANSYS 软件计算出轴承的温度分布.通过算例分析了不同工况对轴连轴承工作温度分布的影响,并进行了试验验证,结果表明:轴向载荷和内圈转速对轴承温度分布影响较大,而径向载荷的变化对轴承温升影响不显著.

关 键 词: 轴连轴承; 有限元; 温度场; 功率损失; 温度分布

中图分类号: TH133.33

文献标志码: A

Finite element analysis on temperature field of bearing with shaft

WANG Yan-shuang¹, ZHU Hai-feng¹, LIU Zhe²

(1. School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;

2. Shaanxi Automobile Group, Hande Axle Company Limited, Xi'an, 710201 China)

Abstract: Finite element model based on the structure of bearing with shaft was set up. Its temperature field was analyzed by finite element method. First, angular speed of balls was analyzed through quasi-static method. Then power loss was gotten at various inner ring velocities, axial loads and radial loads. Finally, temperature distribution was calculated by ANSYS. Effects on temperature field were analyzed at different operating conditions by examples. The results validated by experiments show that axial load and inner ring velocity can affect temperature distribution strongly, but the effect of radial load is not significant.

Key words: bearing with shaft; finite element; temperature field; power loss; temperature distribution

轴连轴承组件主要应用于航空、航天、航海导航系统用陀螺仪中,其工作性能将直接影响到整个陀螺仪的控制精度和使用寿命^[1].轴承组件内由于摩擦产生的热量如果不能及时有效地散发,将导致轴承温升加剧直到润滑剂失效,最终轴承也会失效破坏^[2-4].而国内外对陀螺仪用轴连轴承的温度场分析和研究较少.因此对陀螺仪轴承温度分布的研究已成为研究轴连轴承的热门课题,

具有重要意义. Blok 和 Jaeger 先后提出了预测两个摩擦物体接触表面的闪温计算理论, Leech 和 Kelley 在闪温计算平衡方程的基础上提出了临界温度理论. Liu 等^[5]学者计算了轴承钢球与套圈滚道接触区内的温度. Nicolás 等^[6]和 Pouly 等^[7]用热流网络法分析了轴承稳态温度分布.以上方法虽然简单,但只能得到所选有限的几个点的温度,不能反映出轴承的总体温度.曹永、苏壮、Mi-

收稿日期:2011-06-13; 网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120525.1516.201205.1146_026.html

基金项目:国家科技支撑计划(JPPT-115-189);河南省高校创新人才项目(2011HASTIT016)

作者简介:王燕霜(1972—),女,河南洛阳人,教授,博士,目前主要从事轴承摩擦及润滑、轴承设计方面研究.

zuta 等^[8-10]采用有限元法分析了滚动轴承的热特性.有限元法具有单元划分灵活、有限元模型和结构模型统一等特点,并可以求解出零件整体温度分布.本文依据陀螺仪用轴连轴承结构和工况特点,使用 APDL 语言编制了用于温度计算的参数化程序,并结合程序 VC++6.0 对轴连轴承钢球的速度、发热机理及温度分布进行了分析和研究,得到了在不同轴向载荷、内圈转速和径向载荷下轴连轴承组件内各部位温度分布,并与试验测试结果进行对比分析,从而得到影响轴连轴承温度分布的主要因素.

1 轴连轴承组件的结构及特点

轴连轴承组件如图 1 所示^[11],选用内圈分离型角接触球轴承结构,采用外圈引导保持架方式.轴承内滚道直接加工在轴上,使内圈作为轴的整体结构.两角接触球轴承采用 O 型配置定位预紧的安装方式,并用 C 型隔圈施加预载荷.在两轴承间增加微量补充润滑系统.

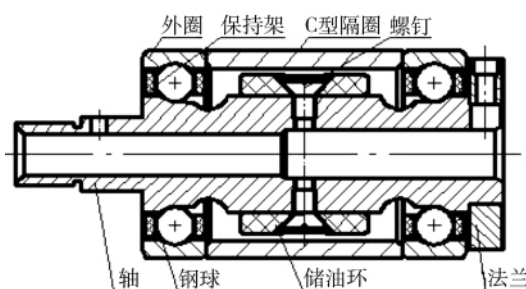


图 1 轴连轴承组件结构图^[11]

Fig. 1 Structure graphic of bearing with shaft assembly^[11]

由于轴连轴承实际结构十分复杂,要建立一个完整的、包含所有结构参数的有限元模型是不现实的,因此在不影响分析结果的前提下,为了便于分析,做以下简化:

- 1) 对尺寸较小的螺纹、螺纹孔进行填充;忽略相对整个结构尺寸较小的倒角.
- 2) 由于钢球与套圈滚道间的油膜厚度较小,相对于轴承整体尺寸可以忽略,因此在建立模型时将钢球的半径简化为套圈沟曲率半径.

根据以上简化,由于轴连轴承具有对称结构,因此只需建一半模型.应用 ANSYS 软件得到轴连轴承的简化实体模型如图 2 所示.图 3 给出了轴承工作温度分析时的有限元模型,单元类型为 Plane 77 和 Surf 151,单元与节点总数分别为 2 534

和 7 927.轴承各组件间通过接触连接,其接触热阻通过公式(9)求得.

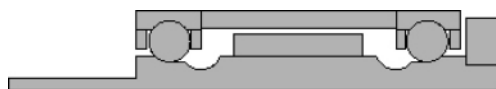


图 2 轴连轴承简化模型图

Fig. 2 Simplified model of bearing with shaft assembly



图 3 轴连轴承有限元模型

Fig. 3 Finite element model of bearing with shaft assembly

2 温度场分析

对于轴连轴承温度场的分析,采用 VC 程序与 ANSYS 软件混合编程.首先采用拟静力学分析方法,得到钢球的自转速度;然后计算轴连轴承的功率损失;最后通过 ANSYS 软件分析得到轴连轴承的温度分布情况.

2.1 钢球转速的计算

钢球自转角速度计算公式为

$$\omega_b = \frac{D_m \omega_i (1 - \gamma_i)(1 - \gamma_o)}{D_b \omega_i (1 - \gamma_i) \cos(\alpha_o - \beta) + (1 + \gamma_o) \cos(\alpha_i - \beta)} \quad (1)$$

式中 $\gamma_o = \frac{D_b \cos \alpha_o}{D_m}$; $\gamma_i = \frac{D_b \cos \alpha_i}{D_m}$; D_b 和 D_m 分别为钢球和轴承节圆直径; ω_i 为轴承内圈角速度; α_o 和 α_i 分别为轴承外接触角和内接触角; β 为轴承姿态角;下标 b 表示钢球,i,o 分别表示内、外套圈.

2.2 功率损失

引起轴承功率损失的主要因素及其计算公式为^[12]

1) 弹性滞后摩擦功率损失

$$Q_e = \sum_{j=1}^z M_{ej} \omega_{bj} \quad (2)$$

式中 M_{ej} 为钢球弹性滞后滚动阻力矩; ω_{bj} 为钢球的自转角速度; z 为钢球数;下标 j 表示第 j 个钢球;b 表示钢球;e 表示弹性滞后.

2) 差动滑动摩擦功率损失

$$Q_d = \sum_{j=1}^z M_{dj} \omega_{bj} \quad (3)$$

式中 M_{dj} 为差动滑动摩擦力矩; 下标 d 表示差动滑动。

3) 钢球自旋滑动摩擦功率损失

$$Q_s = \sum_{j=1}^z M_{sj} \omega_{sj} \quad (4)$$

式中 M_{sj} 为自旋滑动摩擦力矩; ω_{sj} 为第 j 个钢球自旋角速度; 下标 s 表示自旋滑动。

4) 钢球润滑拖动摩擦功率损失

$$Q_{oil} = \frac{1}{2} z D_m F_v \omega_m^{0.81} \quad (5)$$

式中 F_v 为单个钢球与润滑油间的黏性拖动摩擦力; ω_m 为钢球公转角速度; 下标 v 表示黏性拖动。

5) 钢球与保持架兜孔之间滑动摩擦功率损失

$$Q_{bc} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^z f D_b F_{bcj} \omega_{bj} \quad (6)$$

式中 f 为滑动摩擦因数; F_{bcj} 为第 j 个钢球与保持架兜孔的法向接触负荷; 下标 bc 表示钢球与保持架。

6) 保持架与引导面间的滑动摩擦功率损失

$$Q_{cl} = \frac{1}{2} D_{cl} F_{cl} \omega_c \quad (7)$$

式中 F_{cl} 为保持架与套圈引导面间的摩擦力; ω_c 为保持架角速度; D_{cl} 为保持架外径与套圈引导面平均直径; 下标 cl 表示保持架与引导面; c 表示保持架。

轴承总摩擦功率损失为

$$Q = Q_e + Q_d + Q_s + Q_{oil} + Q_{bc} + Q_{cl} \quad (8)$$

2.3 温度场计算

钢球沿套圈滚道旋转一周所需时间极短, 如轴承转速为 15 000 r/min 时, 钢球旋转一周只需 0.004 s, 而各接触表面摩擦产生的热量无法在此时间内传递到轴承元件内部, 轴承温度场沿周向均匀分布, 将三维问题简化为二维问题, 故可以用套圈的横截面温度分布来代替轴连轴承的温度分布; 在进行温度场计算时, 将初始温度设为环境温度, 将轴承各个元件在单位时间内产生的热量的均值作为边界条件, 其中钢球和保持架及保持架与引导面之间的摩擦功率损失采用 Kannel^[13] 的方法将功率损失平均作用到热源经过的接触带面上。另其轴承组件中结合面的接触热阻根据公式(9)^[14]求得

$$R = \frac{2R_{\max}}{k_1 \lambda_1 + k_2 \lambda_2 + k_3 \lambda_3} \quad (9)$$

式中 $R_{\max}$ 为表面轮廓最大高度; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 分别为

两接触面材料和间隙物质的热导率; k_1, k_2, k_3 为待定系数, 由接触面实际状况决定。

在轴连轴承的边界条件中, 其表面传热系数分布如图 4 所示。

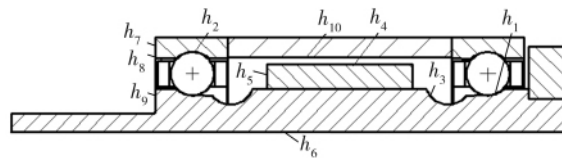


图 4 轴连轴承表面传热系数分配图

Fig. 4 Convection coefficient of bearing with shaft assembly

1) 储油环两端面、轴内孔、轴承外圈端面、轴端面和 C 型隔圈内表面与空气间的表面传热系数分别为 $h_5, h_6, h_7, h_9, h_{10}$, 采用的表面传热系数计算公式为^[15]

$$h = 0.332 \frac{\lambda}{l} Pr^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

式中普朗特常数 $Pr = c_p \nu / k$; 雷诺数 $Re = ul / \nu$; 计算 $h_5, h_6, h_7, h_9, h_{10}$ 时, l 分别取 $(D_{or} + d_{or})/2, D_{bore}, D_m, D_{ie}, D_{cr}$; u 分别取 $0.25\xi l \omega_i/2, 0.25\xi l \omega_i/2, 0.01 D_m \omega_c/2, 0.023 D_{cr} \omega_i/2, 0.023 D_{cr} \omega_i/2$; D_{or} 为储油环外径; D_{bore} 为轴内孔直径; d_{or} 为储油环内径; ξ 为轴承内空气的黏性因子; D_{ie} 为内圈挡边直径; D_{cr} 为 C 型隔圈内径; λ 为空气热导率; c 为比热容; ρ 为密度; ν 为运动黏度, 下标 or 表示储油环; ie 表示内圈挡边; cr 表示 C 型隔圈。

2) 储油环外圆表面与内部空气之间表面传热系数 h_4 , 外圈与保持架之间的表面传热系数 h_8 计算公式为^[16]

$$h = 0.175 \frac{\lambda}{R} \sqrt{\frac{R \omega_i C}{\nu}} \sqrt{\frac{C}{R}} \ln \left(1 + \frac{C}{R} \right) \quad (11)$$

式中 λ, ν 分别为轴承内空气的热导率和运动黏度; R 为储油环外径和保持架的外径的平均值; C 为储油环外圆表面与 C 型隔圈内表面和外圈与保持架之间的间隙。

3) 轴上填球沟表面与内部空气之间表面传热系数 h_3 计算公式为

$$h = 0.11 \frac{\lambda}{d_{av}} (0.5 Re^2 Pr)^{0.35} \quad (12)$$

式中雷诺数 $Re = \pi \omega_i d_{av}^2 / \nu$; d_{av} 为轴上填球沟沟底直径与挡边直径的平均值。

4) 内、外圈滚道表面的表面传热系数 h_2, h_1 计算公式为^[17]

$$h = 0.0986 \left[\frac{n}{v} \left(1 \pm \frac{D_b \cos \alpha}{D_m} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \lambda Pr^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

式中 n 为轴承转速; α 为轴接触角. 求 h_1 取“+”号, h_2 取“-”号.

由于轴承内部各元件间的温差较小, 因此在计算模型中忽略了轴承的辐射散热.

3 计算实例及结果分析

以某型号陀螺仪用轴连轴承为例进行温度计算. 轴连轴承组件供油方式为保持架及储油环含油微量润滑; 保持架为外圈引导. 由于轴连轴承内外圈和钢球材料的物理性质相同, 因此将摩擦生

热量在参与接触的两元件表面上按 1 : 1 分配. 表 1 给出了钢球自转角速度随径向载荷、轴向载荷和轴承转速的变化情况. 从表中可以看出当径向载荷增加时, 因钢球与内外圈相对滑动速度减小, 自转角速度有所增加, 但增加幅度不大; 轴向载荷改变时, 因接触角也随之改变, 钢球的自转角速度有所降低, 但降幅很小; 轴承转速的增加对钢球自转角速度影响较明显, 其随着轴承转速的增加而增加.

表 1 最下面钢球的自转角速度
Table 1 Speed of the downmost ball about its own axial

径向力/ N	球自转角速度/ (rad/s)	轴向力/ N	球自转角速度/ (rad/s)	轴承转速/ (r/min)	球自转角速度/ (rad/s)
1	2796.3	2	2803.19	10 000	1863.53
2	2796.49	5	2796.99	15 000	2796.21
4	2796.99	10	2796.22	20 000	3730.06
6	2797.77	15	2796.10	25 000	4665.53
8	2799.2	20	2796.00		
10	2802.52	25	2795.5		

图 5~图 7 给出了轴承功率损失随轴承转速、轴向载荷和径向载荷的变化情况. 当轴承转速从 10 000~30 000 r/min 变化时, 轴承功率损失随着转速的增大而增大, 且增大的幅度非常大. 当轴向载荷从 3~23 N 变化时, 轴承功率损失随着轴向载荷的增大而增大, 但增幅较低. 当径向载荷从 1~10 N 变化时, 轴承功率损失随着径向载荷的

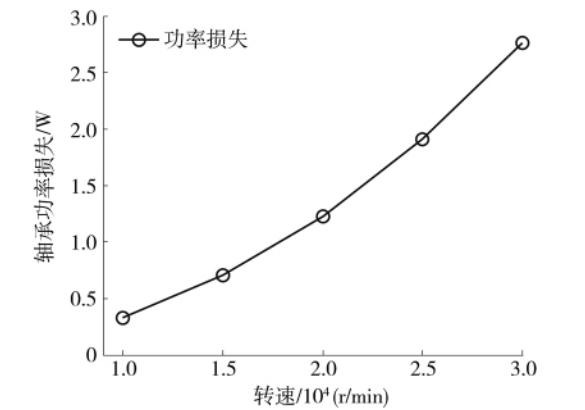


图 5 轴承总分功率损失随转速的变化情况
Fig. 5 Variation of total power loss within the bearing follows with rotationnal speeds

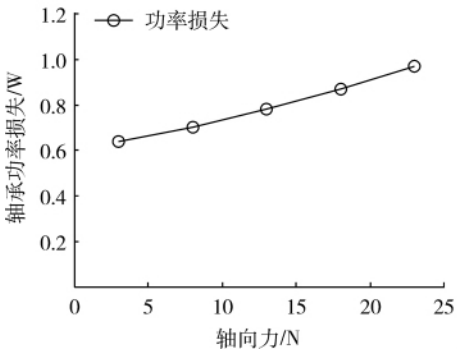


图 6 轴承总功率损失随轴向载荷的变化情况
Fig. 6 Variation of total power loss within the bearing follows with axial loads

增大而增大, 其增幅较小.
轴承功率损失是引起温升的主要原因, 因此轴连轴承温度分布会随功率损失的变化而改变. 图 8 给出了外圈固定, 内圈转速为 15 000 r/min, 轴向载荷为 8 N, 径向载荷为 1 N 时轴连轴承工作温度分布图. 由图中可知轴承最高温度出现在球与内圈滚道的接触处, 最高温度为 37.055℃, 最低温度位于 C 型隔圈上, 其温度为 32.79℃.

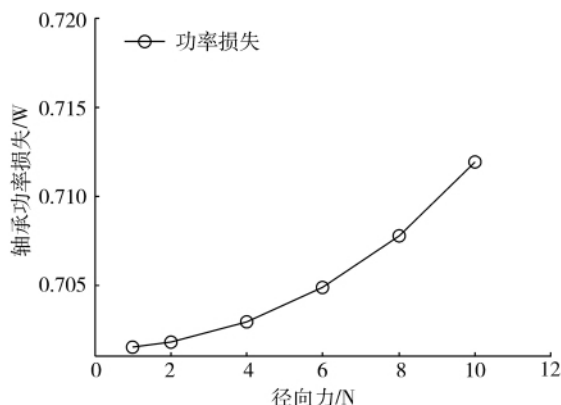


图 7 轴承总功率损失随径向载荷的变化情况

Fig. 7 Variation of total power loss within the bearing follows with radial loads

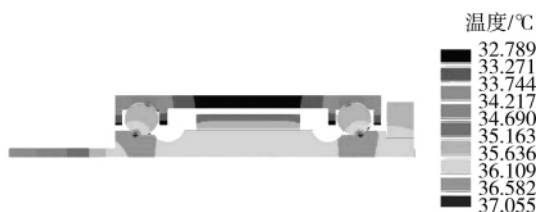


图 8 轴连轴承温度分布

Fig. 8 Temperature distribution of bearing with shaft assembly

图 9 给出了外圈固定, 轴向载荷为 8 N, 径向载荷为 1 N, 初始温度为 28 °C, 内圈转速变化对轴连轴承组件温度的影响。当转速从 10 000 r/min 增大到 30 000 r/min 时, 轴承各位置的温升不断增加, 其中内圈滚道处的温升最为明显, 大约增长了 16 °C。因轴连轴承内圈和轴是一体的, 轴中间温度变化也较明显。外圈和 C 型隔圈温升幅度较小, 其中 C 型隔圈的温度在内圈转速变化时影响最小。结合图 5 可以看出当转速增加时, 轴承功率

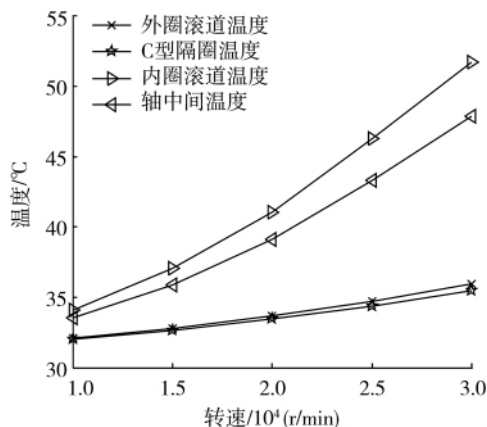


图 9 内圈转速对轴连轴承温度的影响

Fig. 9 Effect of rotation speed upon temperature rise

损失增加较明显。从表 1 可知这时钢球的自转角速度增加幅度较大, 钢球推动保持架使其转速也相应增加, 最终使钢球与保持架兜孔间、保持架与引导面之间的摩擦加剧, 轴承各部分温升增加。

图 10 为外圈固定, 内圈转速为 15 000 r/min, 径向载荷为 1 N, 轴向载荷的变化对轴连轴承组件温度的影响。由图 10 可知, 内圈滚道处的温度提高了 7 °C 左右, 轴的中间温度变化也较明显, 外圈和 C 型隔圈承座而使温升幅度较小。从图 6 可知, 当轴向载荷增加时, 轴承内部总功率损失随着轴向载荷的增大而增大。因为此时钢球与内外圈滚道间的法向接触负荷随之增大, 从而引起弹性滞后摩擦功率损失、自旋功率损失的增加。由表 1 可知, 当轴向载荷增加时, 钢球的自转角速度虽有所改变, 但改变幅度不大, 致使和钢球自转角速度有关的功率损失如钢球与保持架兜孔间的滑动摩擦损失等没有明显改变。与此同时, 随着轴向载荷的增加, 内外圈滚道间的法向接触负荷随之增大, 但轴连轴承内接触角有所增加, 而外接触角随之减小, 钢球与内圈之间的弹性滞后滚动阻力矩和自旋滑动摩擦力矩的增副大于钢球与外圈间的弹性滞后滚动阻力矩和自旋滑动摩擦力矩的改变量; 并外圈与导热较好轴承座相接, 所以外圈和 C 型隔圈承座温升幅度较小。

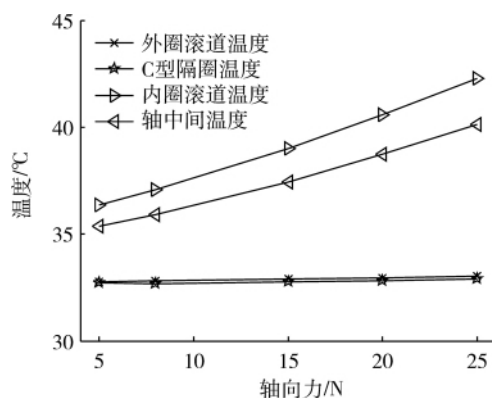


图 10 轴向载荷对轴连轴承温升的影响

Fig. 10 Effect of axial load upon temperature rise

当轴向载荷、内圈转速不变时, 径向载荷的变化对轴连轴承温度变化影响不明显, 如图 11 所示。随着径向载荷的增加, 承载径向载荷钢球的数目也会相应增加, 因此接触应力增加幅度有限。由表 1 可知, 此时自转角速度虽有所提高, 但幅度很小。从图 7 可以看出这时功率损失随着径向载荷的增大而增大, 但增大的幅度非常小。

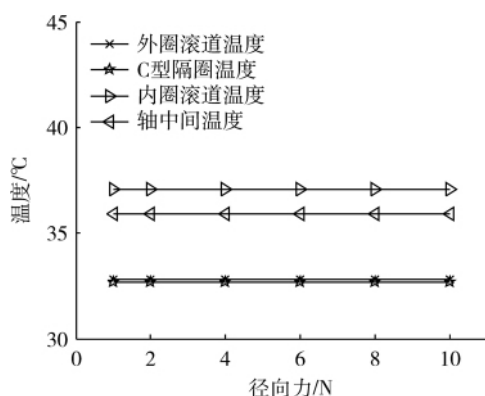


图11 径向载荷对轴连轴承温升的影响

Fig. 11 Effect of radial load upon temperature rise

4 试验验证

为便于测量,在轴连轴承上选取了5个可测温度点,如图12所示。本试验所用仪器为:SR92型PID温度控制仪、WRTK-291型热电偶。试验条件:试验轴连轴承外圈固定,内圈转速为15000 r/min;引导方式采用外圈引导;供油方式采用保持架及储油环含油微量润滑;径向载荷为1 N;轴向载荷为8 N;测量环境温度为30.4℃。其轴连轴承温度测试示意图如图12所示,在轴承运转100 h后对轴承温度进行测量。在测量时,将WRTK-291型热电偶红、绿两个接头接在PID温度控制仪上,打开比例-积分-微分(PID)温控仪总电源开关后,将热电偶接触轴承各个待测点,待PID温度控制温度显示器上数字稳定后读出其温度。温度分布计算结果与测量结果如表2和图13所示。

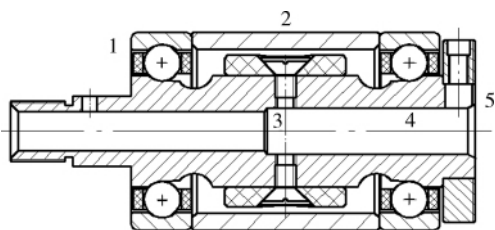


图12 测试点分布

Fig. 12 Testing point distribution

从表2试验数据和计算结果对比可知,虽然计算结果和试验结果存在一定的偏差,但偏差在1~3℃之间,从总体上来看各点温度计算结果和试验结果基本上吻合,这说明本文所建立的计算轴连轴承温度分布的模型合理正确。

表2 温度分布计算与测试结果对比

Table 2 Contrast between calculation results and measurement results of temperature distribution

结果	1点 温度/℃	2点 温度/℃	3点 温度/℃	4点 温度/℃	5点 温度/℃
计算结果	33.77	32.79	36.10	36.58	35.36
试验结果	31.5	30.7	34.5	35.2	34.2

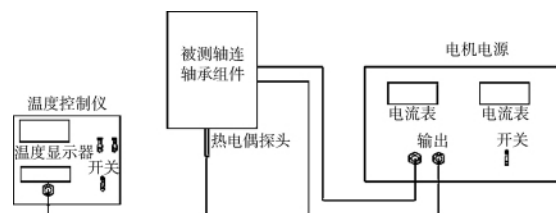


图13 轴连轴承温度场分析试验示意图

Fig. 13 Diagram of temperature field of bearing with shaft

5 结论

通过以上轴连轴承温度场分析和温度分布算例可以得出以下结论:

- 1) 轴连轴承转速和轴向载荷的改变对轴承总功率损失影响较大,而径向载荷的改变对总功率损失影响较小。
- 2) 随着轴连轴承转速的提高,轴连轴承各部分温升都有所增大。轴向载荷改变时,靠近内圈滚道各部分温升较大,而靠近外圈滚道各部分温升较小。径向载荷的变化对温升影响不明显。
- 3) 轴连轴承温度最高点位于内圈与球接触位置。外圈与球接触位置处的温度相对较低。

参考文献:

- [1] 刘春浩,顾家铭,周赤忠,等.陀螺仪电动机转子轴承研究现状与展望[J].机械工程学报,2006,42(11):17-25.
LIU Chunhao, GU Jiaming, ZHOU Chizhong, et al. Research of present state and prospective on gyro-spin bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(11):17-25. (in Chinese)
- [2] 宁练,周子民.滚动轴承内部温度状态监测技术[J].轴承,2007,(2):26-28.
NING Lian, ZHOU Jieming. Research on condition monitoring technique for internal temperature of rolling bearings[J]. Bearing, 2007, (2):26-28. (in Chinese)
- [3] 葛泉江,闫国斌.某型航空发动机前中介轴承失效分析

- [J]. 航空发动机, 2007, 33(1): 42-44.
- GE Quanjiang, YAN Guobin. Failure analysis of front intermediate bearing for an aero-engine [J]. Aeroengine, 2007, 33(1): 42-44. (in Chinese)
- [4] 谢荣华, 罗贵火. 航空用高速滚动轴承失效分析[J]. 振动与冲击, 2008, 27(增刊), 131-134.
- XIE Ronghua, LUO Guihuo. Failure analysis of high speed rolling bearing for aeroengine[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(Supplement), 131-134. (in Chinese)
- [5] Liu X L, Jiang M, Yang P. Non-newtonian thermal anlysis of point EHL contacts using the eyring model[J]. Journal of Tribology, 2005, 127(1): 70-81.
- [6] Nicolás J A M, De León Higes F C G, Alhama F. Solution of temperature fields in hydrodynamics bearing by the numerical network method [J]. Tribology International, 2006, 40(1): 139-145.
- [7] Pouly F, Chagnenet C. Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings [J]. Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(9): 925-933.
- [8] 曹永. 混合陶瓷角接触球轴承温度场分布的有限元分析[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- CAO Yong. Finite-element analysis for temperature field of hybrid ceramic angular contact ball bearing[D]. Tianjin; Tianjin University, 2008. (in Chinese)
- [9] 苏壮, 李国权. 航空发动机滑油系统断油时主推力球轴承的瞬态热分析[J]. 航空发动机, 2009, 35(2): 24-27.
- SU Zhuang, LI Guoquan. Transient thermal analysis of main thrust ball bearing during fuel cut off for aeroengine oil system[J]. Aeroengine, 2009, 35(2): 24-27. (in Chinese)
- nese)
- [10] Mizuta K J, Inoue T Y. Heat transfer characteristics between inner and outer rings of an angular ball bearing[J]. Heat Transfer Asia Research, 2003, 32(1): 42-57.
- [11] 葛世东, 梁波, 郭向东, 等. 整体式轴连轴承组合结构: 中国, 200420075445. 8[P]. 2006-12-20.
- [12] 邓四二, 贾群义, 王燕霜. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [13] Kannel J W, Barber S A. Estimate of surface temperature during rolling contact[J]. Tribology Transaction, 1989, 32(3): 305-310.
- [14] 沈军, 马骏, 刘伟强. 一种接触热阻的数值计算方法[J]. 上海航天, 2002(4): 33-36.
- SHEN Jun, MA Jun, LIU Weiqiang. A numerical calculation method of thermal contact resistance[J]. Aerospace Shanghai, 2002(4): 33-36. (in Chinese)
- [15] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 5th ed. New York: John Wiley & Sons Inc., 2006.
- [16] 焦育洁, 吕新生, 张锡昌. 航空发动机主轴圆柱滚子轴承典型故障分析[J]. 轴承, 2003(12): 29-30.
- JIAO Yujie, LU Xingsheng, ZHANG Xichang. Analysis on typical failure of cylindrical roller bearing used in aero engine[J]. Bearing, 2003(12): 29-30. (in Chinese)
- [17] Crecelius W J, Pirvics J. Computer program operation manual on "SHABERTH"-a computer program for the analysis of the Steady state and transient thermal performance of shaft-bearing systems[R]. King of Prussia, PA: Engineering and Research Center of SKF Industries, A189240, 1976.